

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-403-15-30  
УДК 629.5.036

А.Л. Соколов<sup>1</sup>, С.А. Александров<sup>2</sup> , Г.И. Каневский<sup>2</sup> 

<sup>1</sup> АО «Северное проектно-конструкторское бюро», Санкт-Петербург, Россия

<sup>2</sup> ФГУП «Крыловский государственный научный центр», Санкт-Петербург, Россия

## СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК ВОДОМЕТНОГО ДВИЖИТЕЛЯ НАСОСНОГО ТИПА ДЛЯ СУДОВ И КОРАБЛЕЙ

**Объект и цель научной работы.** Объектом исследования является водометный движитель насосного типа (ВДНТ). Цель – совершенствование элементов данного движителя путем экспериментального и теоретического исследования его гидродинамических и кавитационных характеристик. Работа выполняется для подготовки заявки на полезную модель.

**Материалы и методы.** Для решения поставленных задач используются методы теоретических и экспериментальных исследований, принятые в теории корабля. Для численного моделирования работы водометного движителя применялись коммерческий пакет StarCCM+ фирмы Siemens, а также методы расчета обтекания профилей в идеальной и вязкой жидкости, разработанные в Крыловском центре.

**Основные результаты.** Предложена профилировка лопастей рабочего колеса и спрямляющего аппарата, направленная на улучшение гидродинамических и кавитационных характеристик базовой версии водометных движителей насосного типа. Также предложены откорректированные формы направляющей насадки и кормового обтекателя ВДНТ. Полученные результаты показали рост КПД на 3–5 % по сравнению с базовой версией, а также исчезновение нескольких видов кавитации.

**Заключение.** Выполнено совершенствование элементов ВДНТ, направленное на устранение дефектов его базовой версии. Подготовлены материалы для создания конструкции ВДНТ и подачи заявки на полезную модель.

**Ключевые слова:** водометный движитель насосного типа, совершенствование элементов, заявка на полезную модель.

*Авторы заявляют об отсутствии возможных конфликтов интересов.*

DOI: 10.24937/2542-2324-2023-1-403-15-30  
UDC 629.5.036

A.L. Sokolov<sup>1</sup>, S.A. Aleksandrov<sup>2</sup> , G.I. Kanevsky<sup>2</sup> 

<sup>1</sup> Severnoye Design Bureau JSC, St. Petersburg, Russia

<sup>2</sup> Krylov State Research Centre, St. Petersburg, Russia

## IMPROVING GEOMETRY OF MARINE PUMP JET

**Object and purpose of research.** This paper discusses pump jet propulsor. The purpose of the study was to improve its elements through experimental and theoretical investigation of its hydrodynamics and cavitation properties. This work is a part of the project intended to develop an application for a useful model.

*Для цитирования:* Соколов А.Л., Александров С.А., Каневский Г.И. Совершенствование геометрических характеристик водометного движителя насосного типа для судов и кораблей. Труды Крыловского государственного научного центра. 2023; 1(403): 15–30.

*For citations:* Sokolov A.L., Aleksandrov S.A., Kanevsky G.I. Improving geometry of marine pump jet. Transactions of the Krylov State Research Centre. 2023; 1(403): 15–30 (in Russian).

**Materials and methods.** To achieve its purposes, the work follows both theoretical and experimental research methods of ship theory. Numerical simulation of pump jet operation was performed in Siemens StarCCM+ commercial software package, and also as per in-house Krylov State Research Centre calculation methods for unviscous and viscous flows.

**Main results.** The study suggests rotor and stator blade profiles that improve hydrodynamic and cavitation performance of basic pump jet versions. It also suggests updated shapes for pump jet stator and aft fairing. The study has shown that these improvements will increase the efficiency of pump jets by 3–5% as compared to the basic version, and will also eliminate several types of cavitation.

**Conclusion.** The study was meant to improve pump jet elements so as to eliminate the flaws of the basic pump jet version. The results will be helpful in further pump jet design and development of the application for useful model.

**Keywords:** pump jet, design improvements, application for useful model.

*The authors declare no conflicts of interest.*

## Введение

### Introduction

Данная статья является обобщением ряда предыдущих публикаций [1–3] и подготовлена для получения материала, необходимого для подачи заявки на полезную модель Российской Федерации.

В нашей стране накоплен многолетний опыт создания судов и кораблей ВМФ с гребными винтами в качестве двигателей, однако дальнейшее повышение их эффективности за счет совершенствования элементов гребных винтов является затруднительным. Вплоть до последнего времени применение водометных двигателей на кораблях ВМФ сдерживалось низкой работоспособностью водометов при движении на экономическом или эскадренном ходах.

Одним из направлений повышения эффективности кораблей ВМФ является применение таких водометных двигателей, которые обеспечивают заметное снижение расхода топлива по сравнению с гребными винтами на всех режимах движения.

Теории и расчету параметров водометных двигателей посвящено значительное число публикаций в России и за рубежом, например [4, 5]. В этих работах подробно рассмотрена струйная теория водометных двигателей и предложены методы определения оптимальных элементов для заданных условий проектирования. В современной литературе в работе [6] представлены результаты расчетов локальных характеристик водометных двигателей с помощью численного моделирования. Указанные подходы дополняют друг друга и позволяют проанализировать процессы, происходящие при работе данных двигателей.

В зарубежной литературе используются два термина: *water jet* (водометный двигатель струйного типа, ВДСТ) и *pump jet* (водометный двигатель насосного типа, ВДНТ).

*Водометные двигатели струйного типа* характеризуются наличием длинного водовода, рас-

положенного внутри корпуса корабля. Эти двигатели невозможно отделить от корпуса без его разрушения. Для ВДСТ понятие испытаний в свободной воде некорректно, но можно их испытать на специальном стенде. Данный тип двигателей применяют на быстроходных катерах и кораблях, а типичным представителем ВДСТ являются изделия компании Rolls-Royce. Совершенствованию конструкции и теоретическим аспектам работы ВДСТ посвящено множество публикаций в современной литературе.

*Водометные двигатели насосного типа* имеют короткий водовод, расположенный вне корпуса корабля или изделия. Эти двигатели могут быть естественным образом отделены от корпуса и для них определено понятие испытаний в свободной воде. Типичными представителями этого типа являются водометные двигатели морского оружия.

Рассматривая примеры практического применения водометных двигателей на кораблях и судах, следует отдельно отметить достижения вышеупомянутой фирмы Rolls-Royce. Она разработала типоряд водометов различной мощности, максимальная из которых составляет 25 МВт. Четыре двигателя от Rolls-Royce, установленные на корабле прибрежной зоны (Lateral Combat Ship) Freedom, суммарной мощностью 100 МВт позволяют кораблю водоизмещением около 3000 м<sup>3</sup> развивать скорость хода 50 уз.

Rolls-Royce [7] также разработала типоряд погруженных водометных двигателей, среди которых двигатели для эсминца водоизмещением 6000 м<sup>3</sup> со скоростью полного хода 30 уз. Полунатурные испытания, проведенные на демонстраторе на Великих озерах США, показали отличные акустические качества. Тем не менее есть информация, что реальный корабль строится с гребными винтами на валах с кронштейнами. Принятое решение связано с недопустимо низкой эффективностью указанных двигателей на экономическом и эскадренном ходах.

По-видимому, первым кораблем с ВДНТ является российский ракетный катер типа «Буян», который оснащен малогабаритными водометными движителями (МГВД), разработанными М.А. Мавлюдовым. МГВД обладают достаточной эффективностью при всех скоростях хода.

В диссертации на соискание ученой степени доктора технических наук в 1973 г. С.В. Куликов [8] разработал две конструкции водометных движителей насосного типа. Первая широко применялась при изготовлении морского оружия. Вторая конструкция, предназначенная для надводных водоизмещающих кораблей, до настоящего времени не нашла применения. КПД указанной конструкции в свободной воде равен 0,68. Такая высокая эффективность обеспечивается конструкцией ВДНТ, имеющей короткий водовод, длина которого составляет 65 % от диаметра рабочего колеса. Данная эффективность соизмерима с эффективностью гребных винтов, однако попытки установки ВДНТ на реальные корабли не привели к положительным результатам ни в России, ни за рубежом.

Ситуация изменилась после анализа материалов исследований, выполненных М.А. Мавлюдовым [9]. Для получения приемлемых ходовых качеств предложенный им МГВД располагался на корабле таким образом, что часть рабочего колеса «на стопе» оказалась над водой.

При выполнении работ по ОКР «Контур» модель высокоэффективной конструкции, предложенной С.В. Куликовым, располагалась на схематизированной модели корабля по схеме, выполненной М.А. Мавлюдовым. В экспериментах, выполненных на схематизированной одновальной модели с применением ВДНТ с коротким водоводом, впервые показана принципиальная возможность получения высокой эффективности водометов на полном, среднем и малом ходах. В дальнейших исследованиях выяснено, что предельное возвышение рабочего колеса над водой составляет 25 % от диаметра.

При большем возвышении отсутствует тяга вперед на швартовах. При меньшем возвышении падает эффективность движителя.

С тех пор актуальным стало совершенствование конструкции ВДНТ для применения на кораблях ВМФ. Данная работа посвящена решению актуальной задачи совершенствования элементов водометного движителя насосного типа путем исследования его гидродинамических и кавитационных характеристик.

## Направление совершенствования водометного движителя насосного типа

### Areas of pump jet improvement

В качестве объекта исследований в данной работе выбран ВДНТ (тип pump jet по современной классификации), разрабатываемый сотрудниками Крыловского центра на протяжении долгого времени и описанный в патенте на изобретение № 2537351 Российской Федерации.

На рис. 1 приведена схема базовой версии данного движителя. Устройство состоит из рабочего колеса правого вращения с диаметром ступицы  $d_{ст} = 0,5D$  диаметра рабочего колеса. Соответственно, длина лопастей составляет  $0,5R$  радиуса рабочего колеса, число лопастей  $Z = 5$ . Рабочее колесо вращается в направляющей насадке сегментного сечения с внутренней цилиндрической поверхностью и диаметром  $D_d = 1,01D$ . Длина направляющей насадки  $l_n = 0,65D$ . За рабочим колесом располагается неподвижный спрямляющий аппарат левого направления, который имеет 6 лопастей, соединенных с направляющей насадкой. Диаметр ступицы спрямляющего аппарата увеличивается от носовой плоскости, где составляет  $d_{ст} = 0,5D$ , к кормовой плоскости, где  $d_{ст} = 0,7D$ . Тогда длина лопасти спрямляющего аппарата на кормовой части составляет  $0,3R$  радиуса рабочего колеса.

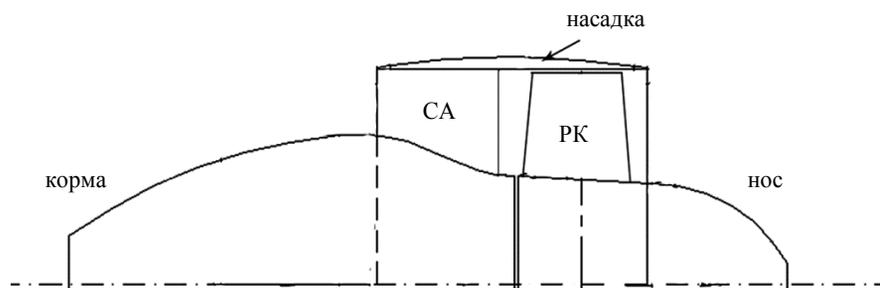
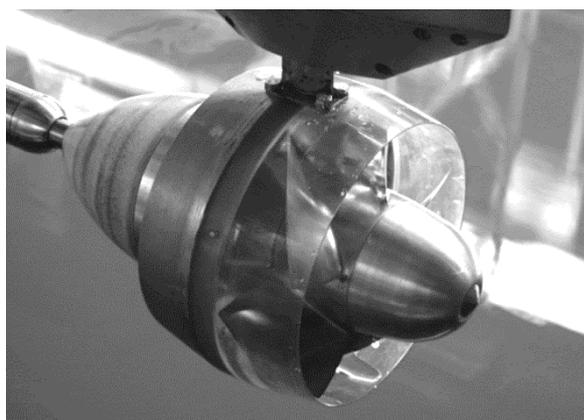


Рис. 1. Схема водометного движителя насосного типа

Fig. 1. Layout of the pump jet



**Рис. 2.** Общий вид модели водометного движителя насосного типа на установке для испытаний в свободной воде в опытном бассейне

**Fig. 2.** General view of pump jet model at open-water test rig in the test tank

У данного движительного комплекса вода течет в кольцевом зазоре шириной  $0,5R$  на входе в водомет и  $0,3R$  – на выходе. За спрямляющим аппаратом располагается кормовой обтекатель с плавно уменьшающимся диаметром, имеющий значительную протяженность. При движении от носа в корму диаметр ступицы спрямляющего аппарата постоянно растет – от  $0,5D$  до  $0,7D$  на выходе из направляющей насадки. Отношение выходящей и входящей площадей  $\beta = 0,666$ . Наличие принятого в конструкции поджатия потока приво-

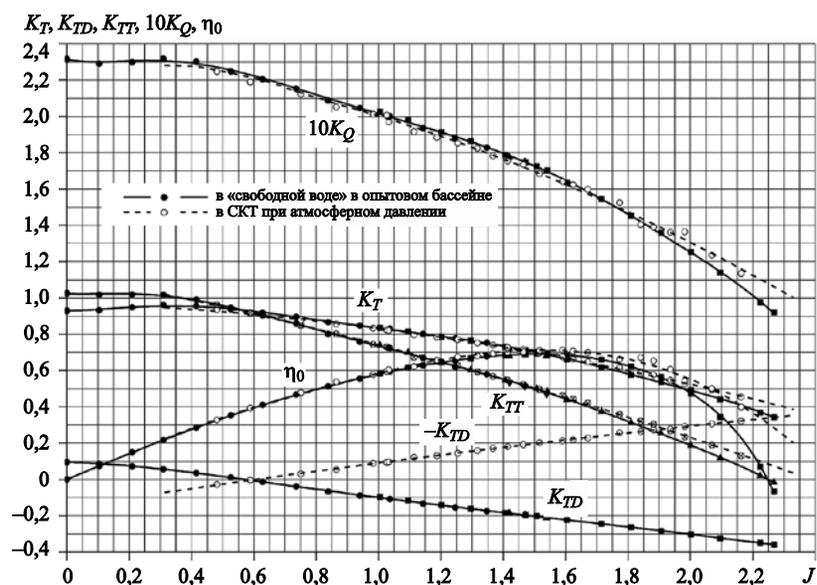
дит к резкому росту давления в месте расположения рабочего колеса и улучшает кавитационные характеристики ВДНТ.

Для проведения модельных испытаний водометного движителя в свободной воде была изготовлена модель его базовой версии с диаметром рабочего колеса  $D = 200$  мм. На рис. 2 приведен общий вид модели ВДНТ на установке для испытаний в свободной воде.

Далее были проведены испытания в свободной воде в глубоководном бассейне Крыловского центра. Результаты приведены на рис. 3. Можно отметить, что максимум КПД водометного движителя составляет  $\eta_{\max} \approx 0,68$ . Полученная эффективность сопоставима с эффективностью гребных винтов в открытой воде, что подтверждает актуальность поставленной задачи. На швартовых и при малых значениях поступи направляющая насадка и спрямляющий аппарат имеют тягу  $K_{TD} > 0$ , а начиная с поступи  $J > 0,5$  величина  $K_{TD} < 0$ .

На рис. 3 сплошными линиями обозначены результаты, измеренные в свободной воде, а именно гидродинамические характеристики водомета в виде зависимостей от поступи  $J = V/(nD)$ , где  $V$  – скорость обтекания водомета, м/с;  $n$  – число оборотов рабочего колеса, об/с, ряда параметров:

- $K_{TT} = K_T + K_{TD}$  – коэффициент упора движителя;
- $K_T$  – коэффициент упора рабочего колеса;
- $K_Q$  – коэффициент момента рабочего колеса;
- $\eta_0$  – КПД движителя.

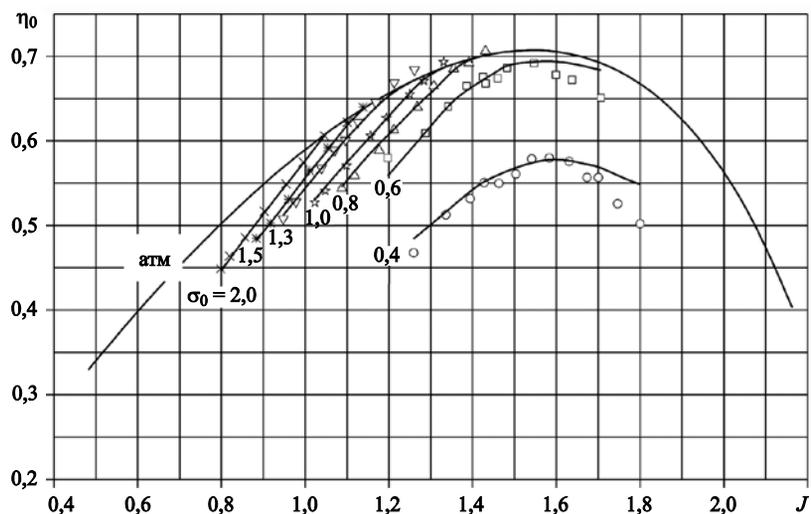


**Рис. 3.** Гидродинамические характеристики базовой версии водометного движителя насосного типа

**Fig. 3.** Hydrodynamic characteristics of basic pump jet version

**Рис. 4.** Зависимости коэффициента эффективности  $\eta_0$  базовой версии водометного движителя насосного типа от поступи  $J$  и числа кавитации  $\sigma_0$

**Fig. 4.** Efficiency  $\eta_0$  of basic pump jet version as function of propeller advance ratio  $J$  and cavitation number  $\sigma_0$



Здесь  $\eta = \frac{J}{2\pi} \cdot \frac{K_{TT}}{K_Q}$ ;  $K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^4}$ ;  $K_{TD} = \frac{T_D}{\rho n^2 D^4}$ ;

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5},$$

где  $\rho$  – плотность воды, кг/м<sup>3</sup>;  $T$  – упор рабочего колеса, Н;  $T_D$  – упор на не вращающейся части водомета (спрямляющий аппарат, насадка, обтекатель спрямляющего аппарата), Н;  $Q$  – момент на рабочем колесе, Н·м.

Далее описаны экспериментальные исследования модели базовой версии ВДНТ, которые проводились в средней кавитационной трубе (СКТ) Крыловского центра. Испытания предназначались для определения кавитационных характеристик движителя. Данные, полученные при атмосферном давлении (рис. 3), близки к значениям, полученным в глубоководном бассейне.

Затем исследовались условия возникновения второй стадии кавитации (отвалы), а также возникновения либо исчезновения различных видов кавитации (квазиакустика).

Исследования модели водометного движителя с целью определения условий возникновения второй стадии кавитации проводились при различных значениях числа кавитации:  $\sigma_0 = 0,4; 0,6; 0,7; 0,8; 1,0; 1,1; 1,3; 1,5; 2,0$ . Результаты испытаний в СКТ приведены на рис. 4. Видно, что при числах кавитации  $\sigma_0 = 0,4; \sigma_0 = 0,6$  гидродинамические характеристики «не притыкаются» к значениям при атмосферном давлении для всех рассмотренных значений поступи  $J$ .

Результаты испытаний базовой версии ВДНТ по условиям возникновения второй стадии кавита-

ции приводит к следующей зависимости критического значения нагрузки ВДНТ от числа кавитации  $C_T = 1,261 \cdot (\sigma_0 \cdot A_E / A_O)$ . При этом число кавитации  $\sigma_0$  вычисляется по формуле

$$\sigma_0 = (p - p_v) / \left( \frac{\rho V^2}{2} \right),$$

где  $p$  – давление в рабочем участке СКТ, Н/м<sup>2</sup>;  $p_v$  – давление насыщенных паров воды, Н/м<sup>2</sup>.

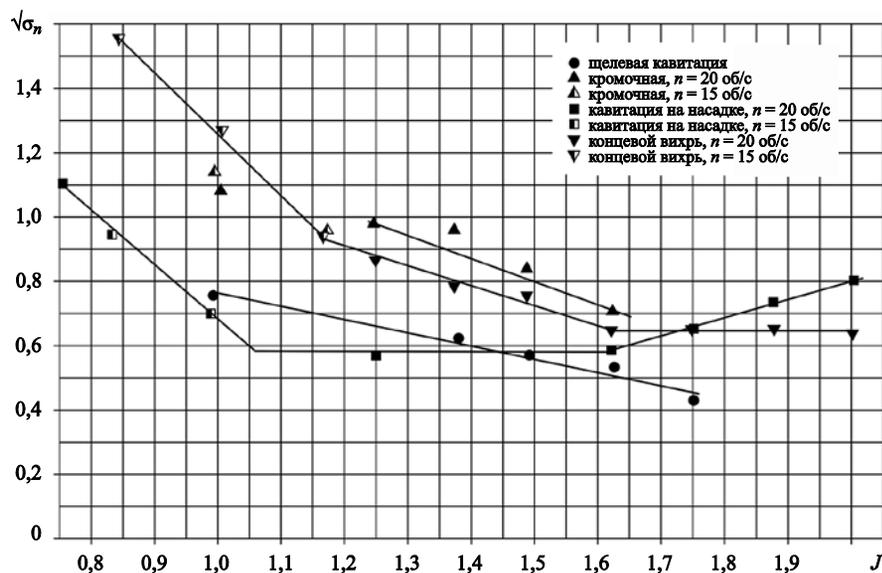
Анализ приведенного соотношения показывает, что запасы по второй стадии кавитации представляются достаточными для практического применения ВДНТ.

Результаты квазиакустических испытаний для базовой версии ВДНТ приведены на рис. 5.

Анализируя результаты квазиакустических испытаний, важно отметить наличие кавитации от концевой вихря и кромочной кавитации на лопасти рабочего колеса, которые появляются при самых высоких значениях числа кавитации  $\sigma_n$  при рабочих поступях.

Здесь  $\sigma_n = \frac{2(P - P_V)}{\rho(\pi \cdot n \cdot D)^2}$  – число кавитации по окружной скорости.

Далее следует отметить наличие кавитации на носовой оконечности насадки, которая присутствует на всех исследуемых поступях работы водометного движителя. А именно: наличие кавитации на насадке до значений поступи  $J = 1,05$  мы видим на засасывающей стороне, далее насадка кавитирует при постоянном значении  $\sqrt{\sigma_n} \approx 0,6$ , в т.ч. при рабочем значении поступи  $J = 1,5-1,6$ , затем кавитирует нагнетающая сторона насадки при поступи более  $J = 1,65$ . Данные негативные явления необходимо



**Рис. 5.** Результаты квазиакустических испытаний модели базовой версии водометного движителя насосного типа

**Fig. 5.** Quasi-acoustic test data for basic pump jet version

убрать путем совершенствования в геометрии элементов базовой версии ВДНТ.

Для анализа локальных характеристик течения сотрудники 12 отделения Крыловского центра выполнили компьютерное моделирование работы ВДНТ, которое позволило дополнить данные о явлениях, обнаруженных при экспериментальном исследовании, и изучить локальные характеристики.

Результаты компьютерного моделирования приведены на рис. 6 (см. вклейку) в виде картины распределения скоростей. Анализ данных расчетов выявил наличие неблагоприятных зон течения, а именно: отрывные явления на кормовом обтекателе спрямляющего аппарата и конце направляющей насадки.

Таким образом, выполненные исследования определяют направления совершенствования в геометрии элементов базовой версии:

- корректировка сегментной формы лопасти рабочего колеса с целью устранения кромочной кавитации и кавитации концевой вихря;
- изменение сегментной формы профиля сечения направляющей насадки для устранения кавитационных и отрывных явлений, возникающих при работе водометного движителя;
- корректировка формы кормового обтекателя с целью устранения отрывных явлений, возникающих при работе водометного движителя.

Дальнейшие работы по совершенствованию конструкции ВДНТ посвящены устранению выявленных особенностей на кормовом обтекателе и на внешней стороне насадки, а также ликвидации аномалий обтекания лопастей рабочего колеса. Эти

работы необходимо выполнить с целью повышения КПД водометного движителя, а также улучшения его кавитационных характеристик.

## Совершенствование геометрических характеристик водометного движителя насосного типа

### Improvement of pump jet geometry

В данном разделе выполнена работа по совершенствованию геометрических характеристик ВДНТ, направленная на устранение дефектов гидродинамических и кавитационных характеристик его базовой версии. Кроме того, выполнен расчет с помощью CFD-методов для анализа локальных характеристик течения при работе водометного движителя с откорректированной геометрией.

С целью улучшения кавитационных и гидродинамических характеристик было решено внести изменения в форму сегментного профиля сечения лопастей рабочего колеса и спрямляющего аппарата базовой версии водометного движителя.

По результатам исследования гидродинамических характеристик профилей в вязкой несжимаемой жидкости [10] получены данные, что профиль *NACA-66 mod a = 08* среди прочих показывает хорошие кавитационные характеристики. Поэтому именно он был предложен для анализа возможного применения новой геометрии профиля для лопастей водометного движителя.

В данной работе анализировались гидродинамические характеристики профилей с относитель-

ной толщиной  $\delta = 0,057$  и относительной кривизной  $\delta_C = 0,0225$ . На рис. 7 представлены сегментная форма профиля, принятая на базовой версии ВДНТ, и форма профиля  $\text{NACA-66 mod } a = 08$ .

Для выполнения расчета гидродинамических характеристик профиля в вязкой несжимаемой жидкости использован метод расчета [11], который базируется на разделении потока несжимаемой жидкости, обтекающей профиль, на вязкую и идеальную зоны течений. Характеристики течения в идеальной зоне определяются по методу конформных отображений с учетом вытеснения, вызванного замедлением жидкости в вязкой зоне.

Вязкая часть течения реализуется в турбулентном пограничном слое и следе за профилем. Подъемная сила профиля определяется из модернизированного на влияние вязкости условия Кутта – Жуковского. Сопротивление профиля определяется интегрированием дефекта импульса в дальнем следе за профилем. По результатам расчета определяются следующие характеристики обтекания профиля вязкой несжимаемой жидкостью:

- коэффициент подъемной силы  $C_L$ ;
- коэффициент сопротивления профиля  $C_D$ ;
- распределение коэффициента давления по нагнетающей и засасывающей сторонам профиля.

Результаты расчета коэффициентов сопротивления  $C_D$  и подъемной силы  $C_L$  приведены на рис. 8.

Анализируя полученные материалы, можно отметить, что значения коэффициентов сопротивления  $C_D$  и подъемной силы  $C_L$  практически совпадают для сегментного профиля и  $\text{NACA-66 mod } a = 08$  для всех расчетных режимов обтекания. Таким образом, следует ожидать, что применение новой формы профиля лопастей рабочего колеса и спрямляющего аппарата не приведет к снижению эффективности работы водометного движителя насосного типа.

Для оценки кавитационных качеств различных профилей по результатам расчета определялось минимальное значение коэффициента давления на нагнетающей и засасывающей сторонах профилей при различных значениях коэффициента подъемной силы  $C_L$ . Результаты данного расчета представлены на рис. 9.

По результатам расчетов получено, что для сегментного профиля значение коэффициента минимального давления ниже, чем для профиля  $\text{NACA-66 mod } a = 08$ . Это наблюдается при всех значениях коэффициента подъемной силы  $C_L$ . Так, величина коэффициента минимального давления  $\bar{P}_{\min}$  в вязкой несжимаемой жидкости для натуральных условий при значении коэффициента подъемной

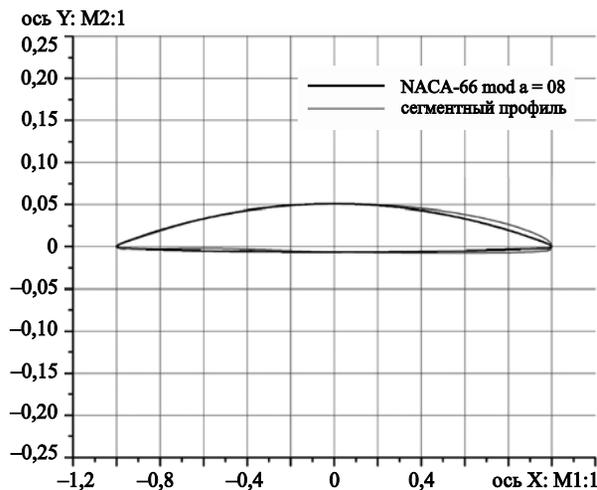


Рис. 7. Форма профилей: сегментного и  $\text{NACA-66 mod } a = 08$

Fig. 7. Blade shape: segmented vs  $\text{NACA-66 mod } a = 08$

силы  $C_L = 0,63$  на засасывающей стороне составляет  $\bar{P}_{\min} = 1,6$  для профиля  $\text{NACA-66 mod } a = 08$ , а для сегментного профиля –  $\bar{P}_{\min} = 7,1$ . Следовательно, применение откорректированной формы профиля повышает минимальное значение коэффициента давления более чем в 4 раза. На основании расчетов для гидродинамических характеристик профилей следует ожидать, что применение откор-

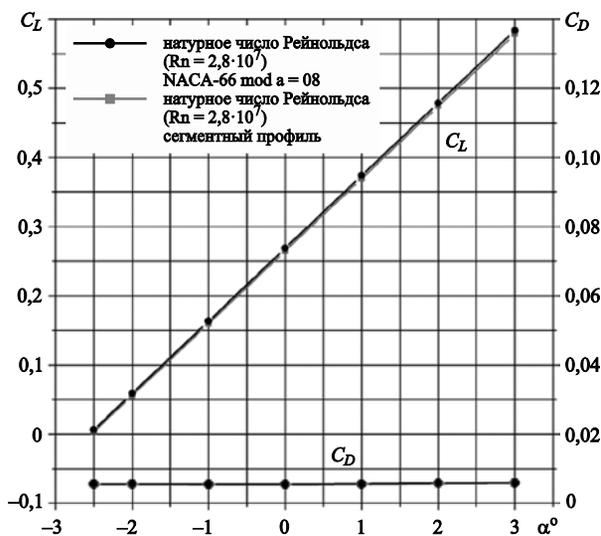
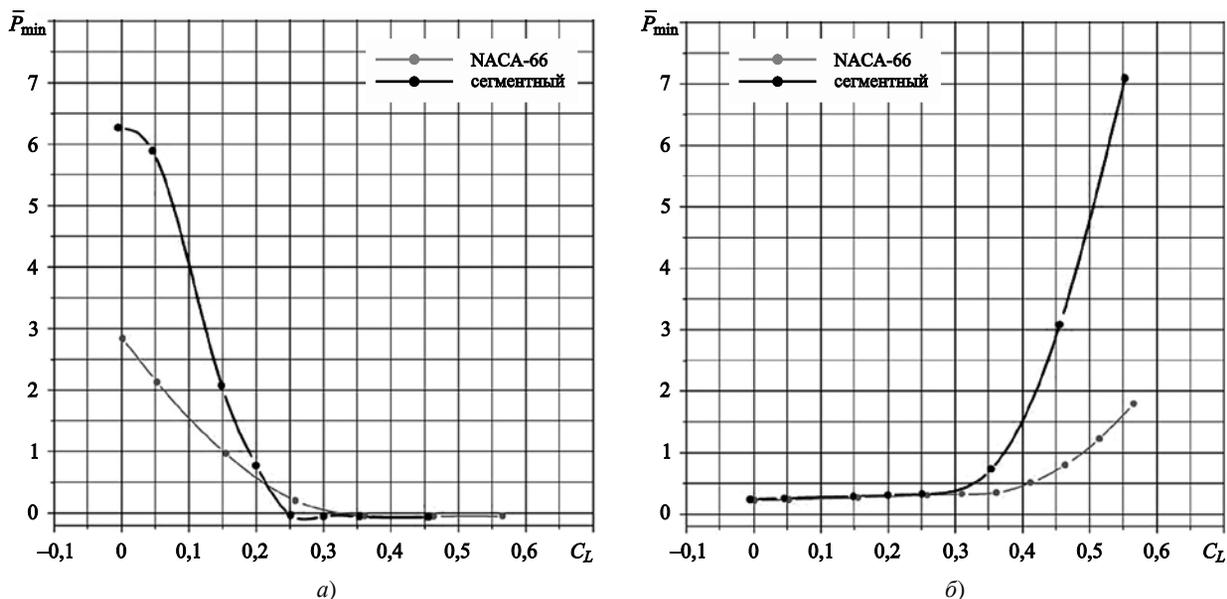


Рис. 8. Результаты расчета коэффициентов сопротивления  $C_D$  и подъемной силы  $C_L$

Fig. 8. Calculation results for resistance  $C_D$  and lift  $C_L$  coefficients



**Рис. 9.** Результаты расчета коэффициента минимального давления  $\bar{P}_{\min}$  на нагнетающей (а) и засасывающей (б) сторонах профиля в вязкой несжимаемой жидкости для натуральных условий,  $Rn = 2,8 \cdot 10^7$

**Fig. 9.** Calculation results for minimum pressure coefficient  $\bar{P}_{\min}$  on pressure (a) and suction (b) sides of the blade in viscous incompressible fluid: full-scale conditions,  $Rn = 2,8 \cdot 10^7$

ректированной формы сечения профиля лопасти рабочего колеса и спрямляющего аппарата ВДНТ должно улучшить кавитационные характеристики водометного движителя.

Следующим направлением исследования с целью улучшения кавитационных характеристик было устранение кавитации на передней кромке насадки водометного движителя. Было решено внести изменения в форму сегментного профиля сечения направляющей насадки, принятую на базовой версии ВДНТ.

Методом исследования является расчет гидродинамических характеристик профилей различной геометрии бесконечного размаха в несжимаемой жидкости [11]. Расчеты выполнены для условий, соответствующих работе профиля в безграничной идеальной жидкости.

В связи с тем, что применение ВДНТ предполагается за корпусом судна, в поток жидкости при обтекании движителя вносится сильная неоднородность. Вследствие наличия неоднородности возникают углы скаса потока жидкости. Поэтому при работе ВДНТ насадка обтекает под различными углами атаки. По результатам компьютерного моделирования обтекания ВДНТ за корпусом судна, выполненного Д.В. Багаевым [12], получено, что насадка в реальных условиях может обтекаться под отрицательными углами атаки, достигающими зна-

чений  $\alpha = -7 \div -9^\circ$ . Поэтому сделаны расчеты для случая обтекания плоского профиля насадки в диапазоне различных углов атаки, от отрицательных до положительных значений.

В диссертационной работе Н.В. Маринича [13] выполнены проработки и получены рекомендации по форме входящей кромки сечения направляющей насадки. Кроме того, внимательно рассмотрены характеристики профиля сечения, предложенного К.В. Александровым и спрофилированного по форме каверны. Сочетание этих двух источников позволило разработать откорректированную форму сечения направляющей насадки.

Финальный профиль насадки имеет отличительные особенности: радиус входящей кромки увеличен и соединен плавной линией с телом профиля. Линия соединения построена с использованием математического аппарата сглаживания вторых производных. При таком построении профиль не имел разрывов кривизны. Стоит отметить, что внутренняя сторона профилей насадки является плоской в связи с конструктивными особенностями работы водомета для всех трех исследуемых профилей (рис. 10, см. вклейку).

Результаты расчета распределения коэффициента давления  $\bar{P}$  на нагнетающей и засасывающей сторонах профиля приведены на рис. 11–12 (см. вклейку). Видно, что для положительного значения

угла атаки распределение давления для профилей Н.В. Маринича и финального имеют примерно одинаковый характер. Для сегментного профиля наблюдается заметный пик разряжения в носовой оконечности. Для отрицательного значения угла атаки для профиля Н.В. Маринича имеется заметный пик разряжений на нагнетающей стороне.

Указанные особенности привели к решению о применении именно финального профиля для откорректированной формы направляющей насадки ВДНТ.

Следующим направлением исследования стало совершенствование формы кормового обтекателя. Анализ результатов расчета базовой версии ВДНТ показал, что на кормовом обтекателе спрямляющего аппарата наблюдаются отрывные явления. Для их устранения было решено сделать форму кормового обтекателя более плавной и придать ей S-образность. Принятая форма кормового обтекателя приведена на рис. 13 (см. вклейку).

Для всесторонней проверки эффективности внесенных изменений и анализа локальных гидродинамических характеристик выполнено математическое моделирование работы ВДНТ. В этом случае диаметр рабочего колеса составлял  $D = 233$  мм, что соответствует модели ВДНТ, использованной в эксперименте, а форма сечения лопастей ВДНТ соответствует  $\text{NASA-66 mod } a = 08$ . Форма кормового обтекателя ВДНТ откорректирована. Форма направляющей насадки – сегментная, коэффициент поджатия  $\beta = 0,666$ .

В данном расчете в качестве рабочего инструмента используется коммерческий пакет вычислительной гидродинамики Star-CCM+ (версия 10), разработанный фирмой Siemens. Задача решается в нестационарной постановке со схемами второго порядка для дискретизации по пространству. В результате расчета определены локальные характеристики при работе водометного движителя с откорректированной формой его элементов. Полученная картина распределения скоростей при работе ВДНТ, представленная на рис. 13, позволяет отметить отсутствие отрывных явлений на кормовом обтекателе спрямляющего аппарата.

По результатам исследований, приведенных в данном разделе, выполнено совершенствование геометрических элементов водометного движителя насосного типа, направленное на устранение дефектов гидродинамических и кавитационных характеристик, присущих его базовой версии. А именно:

- предложена профилировка лопастей рабочего колеса и спрямляющего аппарата, направленная

на улучшение гидродинамических и кавитационных характеристик;

- предложена откорректированная форма направляющей насадки;
- предложена откорректированная форма кормового обтекателя ВДНТ;
- выполнено математическое моделирование работы ВДНТ в конфигурации геометрии с профилировкой лопастей  $\text{NASA-66 mod } a = 08$  и откорректированной формой обтекателя спрямляющего аппарата (анализ результатов расчета показал отсутствие отрывных явлений на кормовом обтекателе спрямляющего аппарата)

### **Экспериментальное исследование усовершенствованного водометного движителя насосного типа**

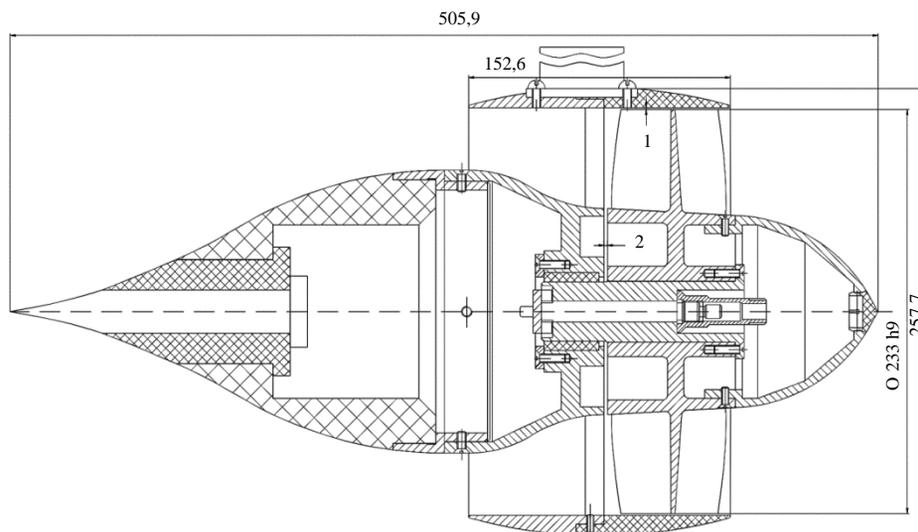
Improved pump jet design:  
experimental study

В данном разделе содержатся результаты экспериментального исследования гидродинамических и кавитационных характеристик ВДНТ с усовершенствованными геометрическими элементами.

Для оценки влияния внесенных в конструкцию данного движителя изменений на гидродинамические и кавитационные характеристики проведено экспериментальное исследование. Специально для испытаний изготовлены две модели ВДНТ с откорректированными элементами.

Обе модели ВДНТ имеют рабочее колесо и спрямляющий аппарат с сечениями лопастей, соответствующими профилю  $\text{NASA-66 mod } a = 08$ , и откорректированную форму кормового обтекателя. В связи с особенностями условия проведения эксперимента модели ВДНТ изготовлены с диаметром рабочего колеса  $D = 233$  мм. При этом первая (рис. 14) имеет сегментную форму сечения направляющей насадки и коэффициент поджатия  $\beta = 0,666$ .

*Испытания первой модели ВДНТ* проводились в свободной воде в глубоководном опытовом бассейне. Их результаты приведены на рис. 15. Анализ этих данных показал, что максимальное значение КПД для первой модели ВДНТ составило  $\eta = 0,70$ . В сравнении с материалами, полученными ранее, можно отметить, что первая модель ВДНТ имеет КПД на 0,02 выше (~3 %), чем у базовой версии ВДНТ. Это подтверждает правильность решения по изменению формы сечения лопастей и корректровке формы кормового обтекателя.

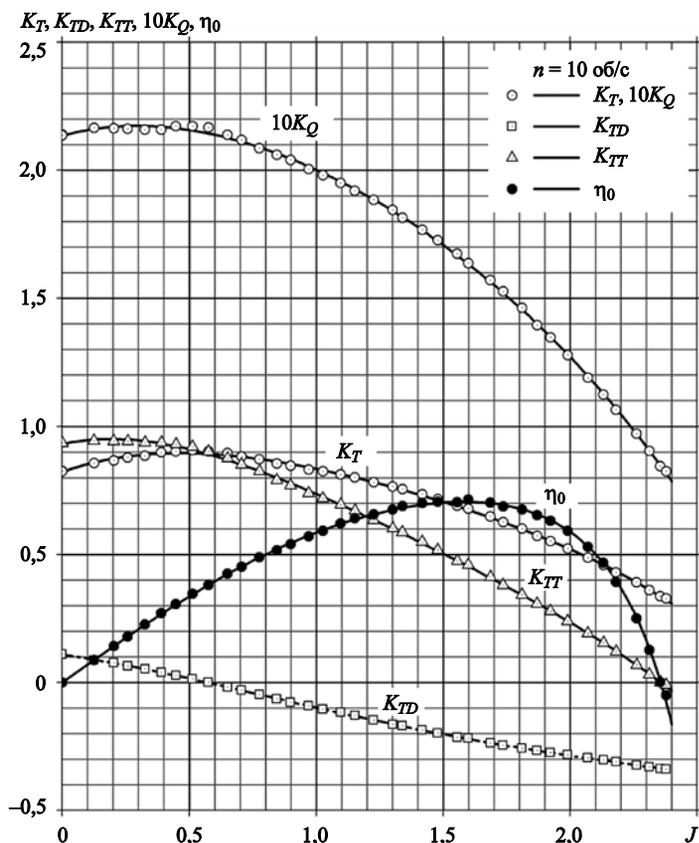


**Рис. 14.** Схема первой модели водометного движителя

**Fig. 14.** Layout of the first pump jet model

Далее были проведены испытания первой модели ВДНТ в СКТ. Исследовались условия возникновения второй стадии кавитации (отвалы), а также возникновения либо исчезновения различных видов кавитации (квазиакустика).

Результаты испытаний первой модели ВДНТ по условиям возникновения второй стадии кавитации приводит к следующей зависимости критического значения нагрузки ВДНТ от числа кавитации:  $C_T = 1,175 \cdot (\sigma_0 \cdot A_E / A_0)$ .



**Рис. 15.** Кривые действия первой модели водометного движителя насосного типа в свободной воде. Рабочее колесо № 8268 (правое)

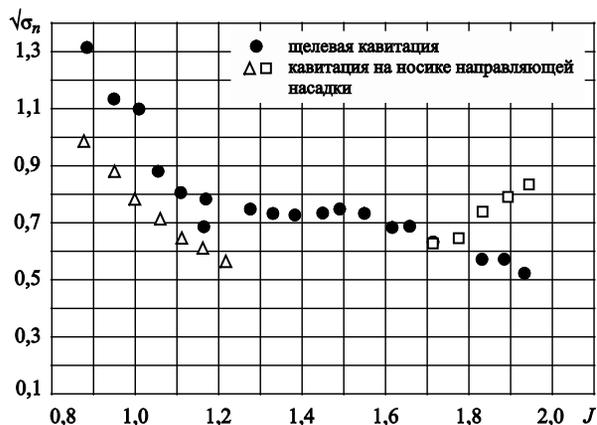
**Fig. 15.** Open-water performance curves of the first pump jet model. Impeller No. 8268 (right)

Анализ приведенного соотношения показывает, что для первой модели ВДНТ запасы по второй стадии кавитации несколько меньше, чем для его базовой версии. При этом данные запасы представляются вполне достаточными для практического применения такого типа движителя.

На рис. 16 приводятся результаты квазиакустических испытаний первой модели ВДНТ. Анализ представленных материалов показывает, что на рабочих поступлениях движителя присутствует только щелевая кавитация. На малых и больших поступлениях появляется также кавитация на наружной и внутренней стороне носовой оконечности направляющей насадки. Это также подтверждает правильность применения предложенной формы сечения лопастей NASA-66 mod a = 08. Кромочная кавитация и кавитация концевой вихря, наблюдаемые для базовой версии ВДНТ, исчезли полностью.

Вторая модель ВДНТ в отличие от первой имеет откорректированную форму сечения направляющей насадки и коэффициент поджатия  $\beta = 0,752$ . Диаметр ступицы спрямляющего аппарата (СА) уменьшен, при этом лопасти спрямляющего аппарата увеличены по высоте без изменения формы сечения лопастей.

Испытания второй модели ВДНТ в свободной воде проводились в глубоководном опытовом бассейне. Их результаты приведены на рис. 17. Анализируя полученные данные, можно отметить, что максимальное значение КПД составило  $\eta_0 = 0,711$ ;  $J = 1,5$ , что на 1,5 % больше, чем для первой модели ВДНТ, и на 5 % больше по сравнению с его базовой версией.



**Рис. 16.** Результаты квазиакустических испытаний первой модели водометного движителя насосного типа (квазиакустика СКТ 06.02.2014, водомет «Версия-2»)

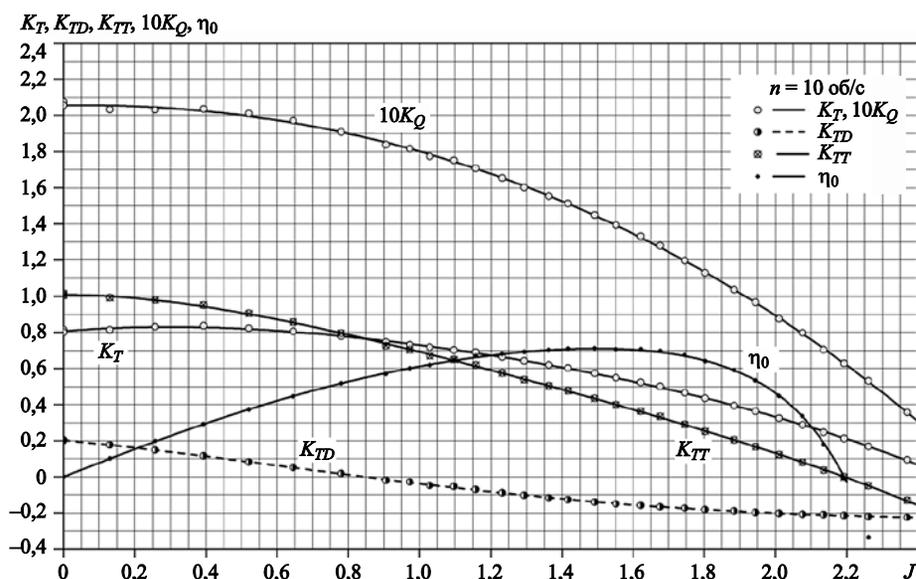
**Fig. 16.** Quasi-acoustic test data for the first pump jet model (quasi-acoustic tests, performed at Krylov State Research Centre Medium Cavitation Tunnel on 06.02.2014, pump jet Version 2)

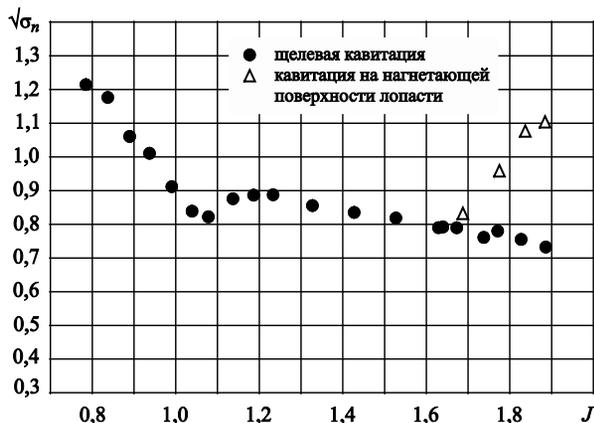
Далее были проведены испытания второй модели ВДНТ в СКТ. Исследовались условия возникновения второй стадии кавитации (отвалы), а также возникновения либо исчезновения различных видов кавитации (квазиакустика).

Результаты испытаний второй модели ВДНТ по условиям возникновения второй стадии кавитации приводят к следующей зависимости критического значения нагрузки ВДНТ от числа кавитации:  $C_T = 0,702 \cdot (\sigma_0 \cdot A_E / A_0)$ .

**Рис. 17.** Кривые действия второй модели водометного движителя насосного типа

**Fig. 17.** Performance curves of the second pump jet model





**Рис. 18.** Результаты квазиакустических испытаний второй модели водометного движителя насосного типа

**Fig. 18.** Quasi-acoustic test data for the second pump jet model

Анализ приведенного соотношения показывает, что для второй модели ВДНТ запасы по второй стадии кавитации заметно меньше, чем для его базовой версии. Эти запасы представляются недостаточными для практического применения ВДНТ.

На рис. 18 приводятся результаты квазиакустических испытаний первой модели ВДНТ. Видно, что корректировка формы направляющей насадки привела к исчезновению кавитационных явлений на наружной и внутренней сторонах носовой оконечности направляющей насадки. Эти результаты подтверждают правильность перехода от формы сегментного профиля насадки на предложенный финальный профиль. Снижение поджатия привело к поднятию кавитационной корзины при рабочих поступях до значений числа кавитации  $\sqrt{\sigma_n} = 0,8$ . Кроме того, появилась кавитация на нагнетающей поверхности лопастей рабочего колеса.

Таким образом, видно, что уменьшение поджатия привело к росту КПД на 1,5 %, при этом произошло резкое ухудшение кавитационных характеристик. Поэтому представляется целесообразным сохранить на ВДНТ коэффициент поджатия  $\beta = 0,666$ , но использовать откорректированную форму направляющей насадки для улучшения кавитационных характеристик.

В результате работ, выполненных в данном разделе, проведено экспериментальное исследование гидродинамических и кавитационных характеристик ВДНТ с усовершенствованными геометрическими элементами.

Прежде всего, были изготовлены две модели ВДНТ. Затем в свободной воде проведены испытания первой модели данного движителя с профилировкой лопастей *NACA-66 mod a = 08* и откорректированной формой кормового обтекателя, которые показали рост КПД до значений  $\eta_0 = 0,7$ . Проведены испытания первой модели ВДНТ в средней кавитационной трубе, которые показали исчезновение кромочной кавитации и кавитации концевой вихря.

Также в свободной воде испытана вторая модель ВДНТ с откорректированной формой профиля направляющей насадки и коэффициентом поджатия  $\beta = 0,752$ , профилировкой лопастей *NACA-66 mod a = 08* и откорректированной формой кормового обтекателя. Результаты показали дополнительный рост КПД до значений  $\eta_0 = 0,71$ .

Проведенные испытания данной конфигурации ВДНТ в СКТ подтвердили исчезновение кавитации на насадке. Кроме того, при переходе к величине коэффициента поджатия  $\beta = 0,752$  произошло резкое ухудшение кавитационных характеристик. Поэтому представляется целесообразным сохранить на ВДНТ коэффициент поджатия  $\beta = 0,666$ , но использовать откорректированную форму направляющей насадки для улучшения кавитационных характеристик.

Таким образом, исследование подтвердило улучшение гидродинамических характеристик ВДНТ с усовершенствованными геометрическими элементами. При этом получен рост КПД на 3–5 % по сравнению с базовой версией, а также улучшены кавитационные характеристики.

## Серийные испытания водометных движителей насосного типа

### Series tests of pump jets

В этом разделе представлено экспериментальное исследование гидродинамических и кавитационных характеристик серии водометных движителей насосного типа с усовершенствованными геометрическими элементами.

С целью дальнейшего применения ВДНТ на реальных судах и кораблях, а также для анализа гидродинамических характеристик была проведена работа по проектированию серии из трех рабочих колес. При переходе к большему или меньшему шагу рабочего колеса меняется зависимость кривизны от радиуса и шага от радиуса.

По результатам экспериментальных данных, наиболее эффективный режим работы водомет-

ного движителя с усовершенствованными геометрическими элементами реализуется при поступи  $J = 1,5-1,6$ . Поэтому в рамках теории идеальной жидкости [13] были спроектированы три рабочих колеса применительно к значению упора ВДНТ  $K_{TT} = 0,45$  при трех значениях поступи – 1,2; 1,6; 2,0 при величине дискового отношения  $A_E/A_O = 0,709$ .

Результаты расчетов показали тенденции изменения распределения кривизны вдоль лопасти рабочего колеса для разных шагов. Установлено, что при уменьшении шагового отношения  $P/D$  кривизна уменьшается, а при увеличении – не меняется.

Серия была разработана таким образом, что одно из рабочих колес соответствует принятому в предыдущих разделах. Для него максимум КПД достигается при поступи  $J = 1,6$ , при этом шаговое отношение  $P/D_{0,9} = 1,74$ , соответственно  $P/R_{0,9} = 3,47$ . Для одного из спроектированных рабочих колес максимум КПД ожидается при поступи  $J = 1,2$ , при этом шаговое отношение  $P/D_{0,9} = 1,5$ , соответственно  $P/R_{0,9} = 3,013$ . Для второго из спроектированных рабочих колес максимум КПД ожидается при поступи  $J = 2,0$ , при этом шаговое отношение  $P/D_{0,9} = 2,06$ , соответственно  $P/R_{0,9} = 4,113$ . На рис. 19 (см. вклейку) приведено распределение шагового отношения от радиуса рабочего колеса для серии из трех рабочих колес.

В ходе разработки серии рабочих колес для ВДНТ изготовлены два новых рабочих колеса: № 8374 и № 8375. Первое колесо соответствует геометрии, при которой максимум КПД ожидается при поступи  $J = 1,2$ , при этом шаговое отношение винта  $P/D_{0,9} = 1,5$ . Для второго рабочего колеса максимум

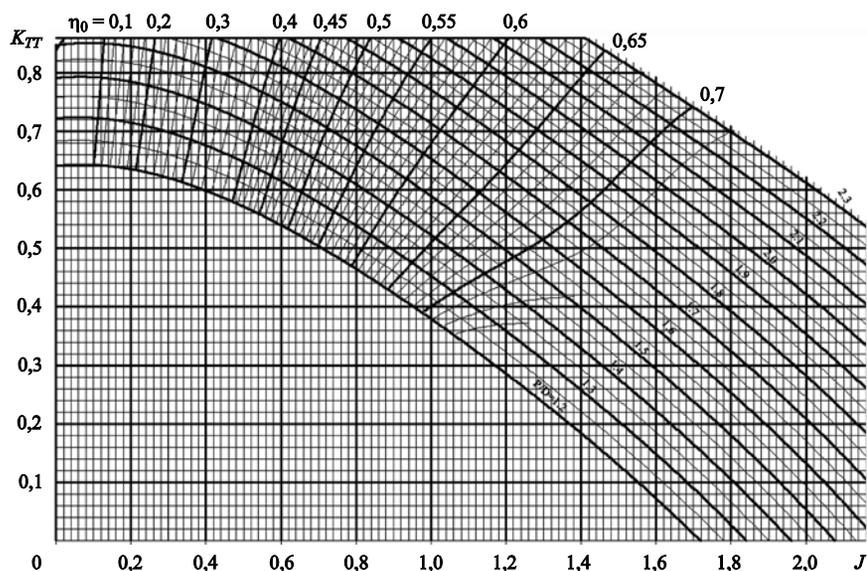
КПД ожидается при поступи  $J = 2,0$ , при этом шаговое отношение  $P/D_{0,9} = 2,06$ .

Контрольные испытания серии водометных движителей с коэффициентом поджатия  $\beta = 0,666$  и сегментной формой насадки были проведены в свободной воде. Все испытания прошли от поступи  $J = 0$  до поступи нулевого упора. На рис. 20 (см. вклейку) представлены их результаты. Из приведенных данных видно, что смена рабочего колеса не изменила максимального значения эффективности, но привела к смещению поступи максимального КПД. Это позволяет применять водометный движитель при проектировании судов на различные режимы эксплуатации.

Результаты испытаний в опытовом бассейне использованы для построения диаграмм гидродинамических характеристик в форме Э.Э. Папмеля. Значения коэффициентов упора и момента на рабочих колесах аппроксимированы степенными полиномами по методу наименьших квадратов с весовыми коэффициентами. Диаграмма для зависимости  $K_{TT}-J$  (рис. 21) может быть использована при практическом определении шагового отношения рабочего колеса ВДНТ.

В итоге работ, описанных в данном разделе, выполнено экспериментальное и теоретическое исследование гидродинамических и кавитационных характеристик серии ВДНТ с усовершенствованными геометрическими элементами, а именно:

- проведена работа по проектированию серии из трех рабочих колес применительно к значению упора  $K_{TT} = 0,45$  при трех значениях поступи – 1,2; 1,6; 2,0;



**Рис. 21.** Диаграмма  $K_{TT}-J$  в форме Э.Э. Папмеля для серии водометных движителей насосного типа  
**Fig. 21.** Papmel diagram  $K_{TT}-J$  for pump jet series

- выполнены контрольные испытания серии водометного движителя в свободной воде с тремя вариантами рабочего колеса и спрямляющим аппаратом с коэффициентом поджатия  $\beta = 0,666$ ;
- результаты испытаний в опытовом бассейне использованы для построения диаграмм гидродинамических характеристик серии ВДНТ в форме Э.Э. Папмеля. Данные диаграммы построены для зависимостей  $K_{TT}-J$  и  $K_Q-J$ .

## Апробация применения водометного движителя насосного типа на полунатурном судне

Pump jet trials aboard semi-full-scale ship

В дополнение к исследованию гидродинамических характеристик водометного движителя выполнена апробация макета двигательного комплекса, состоящего из двух ВДНТ, на полунатурном судне. Макет указанного комплекса изготовлен в Крыловском центре. Испытания полунатурного судна проведены на полигоне ОАО «ЦМКБ «Алмаз» (рис. 22).



**Рис. 22.** Полунатурное судно на ходовых испытаниях

**Fig. 22.** Semi-full-scale ship. Trials in progress

По результатам полунатурных испытаний подтверждена надежная работа ВДНТ на переднем ходу; на тихой воде и на волнении, на прямом курсе и на циркуляции.

## Заключение

Conclusion

Данная публикация является компиляцией ранее выполненных работ авторов и подготовлена для использования при подаче заявки на полезную модель Российской Федерации. Краткие итоги таковы:

- рассмотрены пути совершенствования базового варианта ВДНТ;
- предложен ряд изменений геометрии ВДНТ для улучшения гидродинамических характеристик;
- разработана серия ВДНТ;
- результаты полунатурных испытаний показали надежную работу ВДНТ на переднем ходу; на тихой воде и на волнении, на прямом курсе и на циркуляции.

## Список использованной литературы

1. Каневский Г.И., Капранцев С.В., Соколов А.Л. Быстроходные суда с водометными движителями насосного типа // Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А.Н. Крылова. 2015. Вып. 90(374). С. 5–11.
2. Александров С.А., Каневский Г.И. Оптимизация элементов водометного движителя насосного типа с коротким водоводом // Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А.Н. Крылова. 2015. Вып. 90(374). С. 11–18.
3. Александров С.А. Совершенствование сечения лопастей водометного движителя // Труды Крыловского государственного научного центра. 2017. Вып. 3(381). С. 9–14.
4. Куликов С.В., Храшкин М.Ф. Водометные движители: (Теория и расчет). Ленинград: Судостроение, 1965. 272 с.
5. Папир А.Н. Водометные движители малых судов. Ленинград: Судостроение, 1970. 254 с.
6. Лобачев М.П., Русецкий А.А., Яковлев А.Ю. Проектирование и гидродинамический расчет водометных движителей. Санкт-Петербург: Центральный научно-исследовательский институт им. академика А.Н. Крылова, 2014. 144 с.
7. Kamewa waterjets // Moving your business in the right direction: catalogue. Aalesund: Rolls-Royce, 2007. P. 20–22. (Propulsion).
8. Куликов С.В. Гидродинамика водометных движителей: дис. ... д-ра техн. наук. Ленинград, 1973.

9. Сопоставление результатов ходовых испытаний судна с малогабаритным водометным двигателем с данными модельных испытаний и расчетов / М.А. Мавлюдов, А.В. Пустошный, А.А. Русецкий, О.В. Яковлева // Труды Центрального научно-исследовательского института им. академика А.Н. Крылова. 2007. Вып. 31(315). С. 82–92.
10. Расчет гидродинамических характеристик профиля в вязкой несжимаемой жидкости / Г.И. Каневский, С.В. Капранцев, А.В. Пустошный, А.А. Самаркина // Проблемы мореходных качеств судов, корабельной гидромеханики и освоения шельфа (XLIV Крыловские чтения): доклады научно-техн. конференции. Санкт-Петербург, 2011. С. 48–58.
11. Дробленков В.В., Каневский Г.И. Подъемная сила и вязкостное сопротивление плоских профилей в вязкой несжимаемой жидкости // Вопросы судостроения. Серия: Проектирование судов. 1980. Вып. 23. С. 26–32.
12. Багаев Д.В., Таранов А.Е. Численное моделирование работы водометного двигателя, установленного за корпусом судна // Суперкомпьютерные технологии в промышленности (СКТП-2014): сборник докладов конференции. Санкт-Петербург, 2014. С. 87–88.
13. Маринич Н.В. Проектирование перспективных двигателей в насадке с учетом их взаимодействия с поворотной колонкой и элементами корпуса судна: дис. ... канд. техн. наук / Н.В. Маринич; Крыловский государственный научный центр. Санкт-Петербург, 2013. 116 с.
7. Kamewa waterjets // Moving your business in the right direction: catalogue. Aalesund: Rolls-Royce, 2007. P. 20–22. (Propulsion).
8. Kulikov S.V. Hydrodynamics of water jets: Dr. Sci. theses / S.V. Kulikov; Leningrad, 1973 (in Russian).
9. Comparing sea trials data for the vessel with small-size water jet propulsor against the results of model tests and calculations / М.А. Мавлюдов, А.В. Пустошный, А.А. Русецкий, О.В. Яковлева // Transactions of Krylov Central Research Institute. 2007. Vol. 31(315). P. 82–92 (in Russian).
10. Hydrodynamic performance calculation for the profile in the viscous incompressible fluid / G.I. Kanevsky, S.V. Kaprantsev, A.V. Pustoshny, A.A. Samarkina // Ship seakeeping, marine hydromechanics and offshore developments (XLIV Krylov Readings): Reports of Scientific and Technical Conference. St. Petersburg, 2011. P. 48–58 (in Russian).
11. Droblenkov V.V., Kanevsky G.I. Lifting force and viscous resistance of flat profiles in viscous incompressible fluid // Voprosy sudostroyeniya (Shipbuilding matters). Ship Design series. 1980. Vol. 23. P. 26–32 (in Russian).
12. Bagaev D.V., Taranov A.E. Numerical simulation of pump jet operating behind hull // Supercomputer Technologies: Industrial Applications (SKTP-2014): Collection of reports of the conference. St. Petersburg, 2014. P. 87–88 (in Russian).
13. Marinich N.V. Design of advanced ducted propellers taking into account their interaction with azimuthal thruster and hull elements: Cand. Sci. theses / N.V. Marinich; Krylov State Research Centre. St. Petersburg, 2013. 116 p. (in Russian).

## References

1. Kanevsky G.I., Kaprantsev S.V., Sokolov A.L. Fast vessels with pump jets // Transactions of Krylov Central Research Institute. 2015. Vol. 90(374). P. 5–11 (in Russian).
2. Aleksandrov S.A., Kanevsky G.I. Optimization of components for a pump jet with short water duct // Transactions of Krylov Central Research Institute. 2015. Vol. 90(374). P. 11–18 (in Russian).
3. Aleksandrov S.A. Improving water jet blade sections // Transactions of Krylov State Research Centre. 2017. Vol. 3(381). P. 9–14 (in Russian).
4. Kulikov S.V., Khramkin M.F. Water jet propulsors: theory and calculation. Leningrad: Sudostroyeniye, 1965. 272 p. (in Russian).
5. Papir A.N. Waterjet propulsion of small craft. Leningrad: Sudostroyeniye, 1970. 254 p. (in Russian).
6. Lobachev M.P., Rusetsky A.A., Yakovlev A.Yu. Design and hydrodynamic calculation of water jets. St. Petersburg: Krylov Central Research Institute, 2014. 144 p. (in Russian).

---

## Сведения об авторах

Соколов Александр Леонидович, к.т.н., главный конструктор АО «Северное проектно-конструкторское бюро». Адрес: 198096, Россия, Санкт-Петербург, Корабельная ул., д. 6, корп. 2, лит. А. Тел.: +7 (812) 702-30-05. E-mail: spkb@mail.seanet.ru.

Александров Станислав Анатольевич, к.т.н., научный сотрудник ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-47-91. E-mail: 2\_otd@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0003-2528-3070>.

Каневский Григорий Ильич, д.т.н., руководитель проектов ФГУП «Крыловский государственный научный центр». Адрес: 196158, Россия, Санкт-Петербург, Московское шоссе, д. 44. Тел.: +7 (812) 415-47-91. E-mail: gikannev@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0002-3445-4575>.

### About the authors

*Aleksandr L. Sokolov*, Cand. Sci. (Eng.), главный конструктор АО «Северное проектно-конструкторское бюро». Адрес: 198096, Россия, Санкт-Петербург, Корабельная ул., д. 6, корп. 2, лит. А. Тел.: +7 (812) 702-30-05. E-mail: spkb@mail.seanet.ru.

*Stanislav A. Aleksandrov*, Cand. Sci. (Eng.), Researcher, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskov-

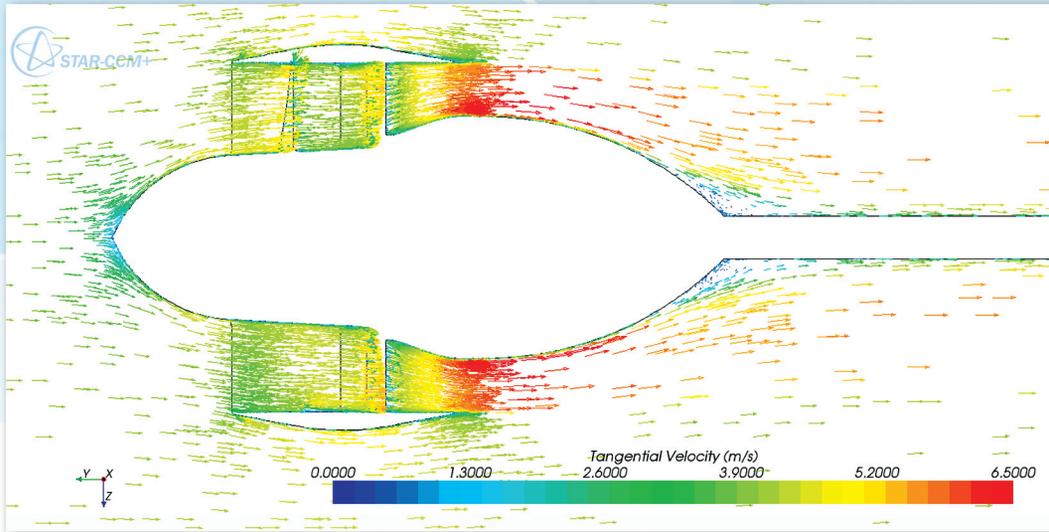
skoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. Tel.: +7 (812) 415-47-91. E-mail: 2\_otd@ksrc.ru. <https://orcid.org/0000-0003-2528-3070>.

*Grigory I. Kanevsky*, Dr. Sci. (Eng.), Project Manager, Krylov State Research Centre. Address: 44, Moskovskoye sh., St. Petersburg, Russia, post code 196158. E-mail: gikanev@mail.ru. <https://orcid.org/0000-0002-3445-4575>.

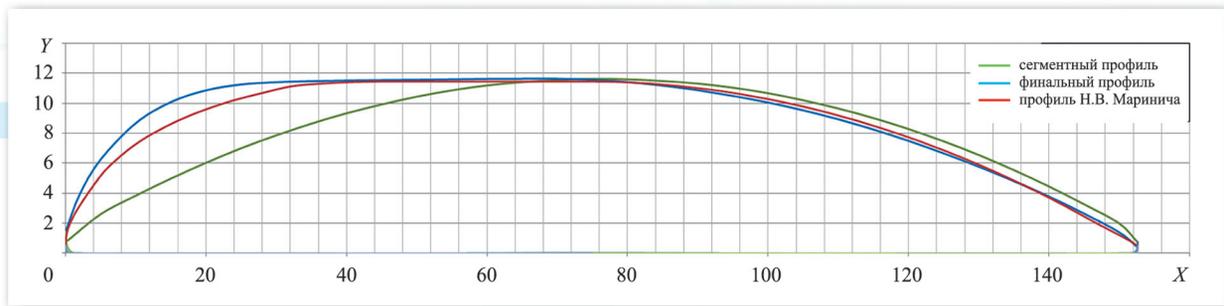
Поступила / Received: 18.10.22

Принята в печать / Accepted: 02.02.23

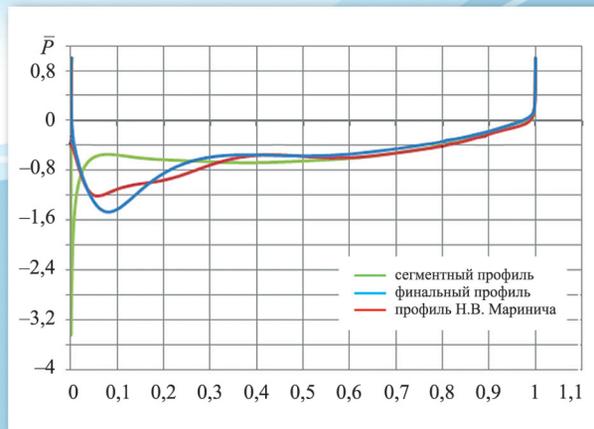
© Соколов А.Л., Александров С.А., Каневский Г.И., 2023



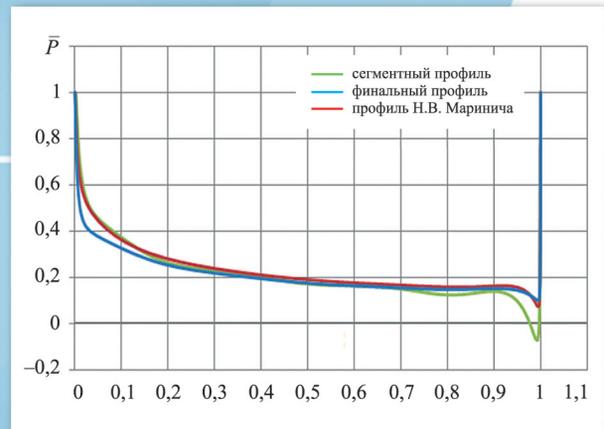
**Рис. 6.** Векторная диаграмма распределения скоростей около базовой версии водометного движителя насосного типа  
**Fig. 6.** Velocity field of basic pump jet version: vector diagram



**Рис. 10.** Форма профилей насадки. Масштаб осей  $Y/X = 1/2$   
**Fig. 10.** Duct profile shape. Scale of axes  $Y/X = 1/2$



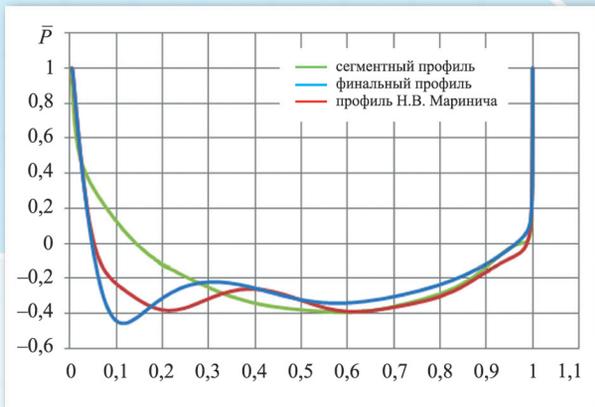
a)



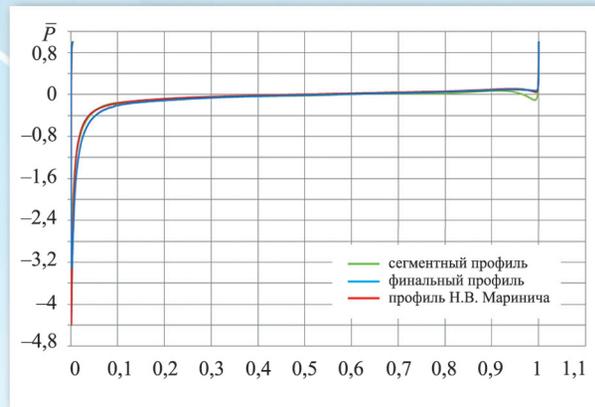
b)

**Рис. 11.** Распределение давления для профиля на засасывающей (a) и нагнетающей (б) сторонах. Угол атаки  $\alpha = 3^\circ$ . Идеальная жидкость

**Fig. 11.** Pressure distribution on pressure (a) and suction (b) sides of the blade. Attack angle  $\alpha = 3^\circ$ . Unviscous fluid



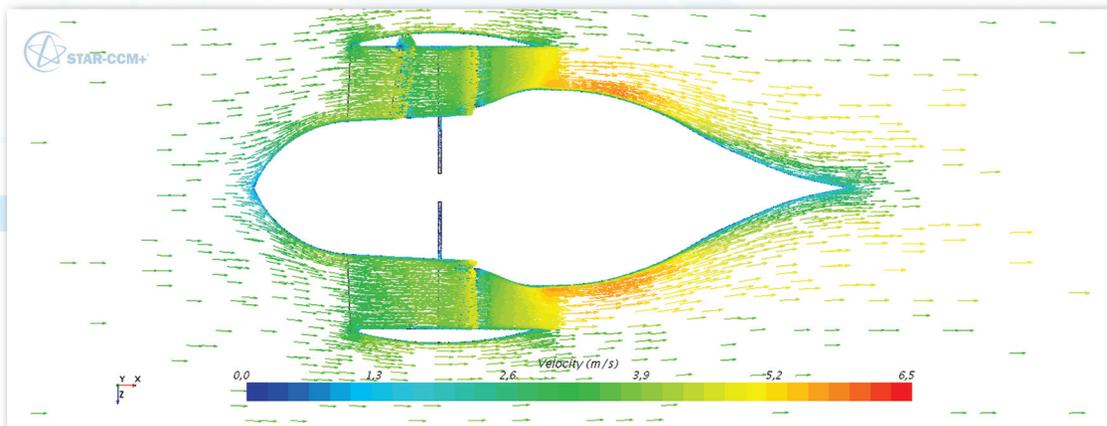
a)



б)

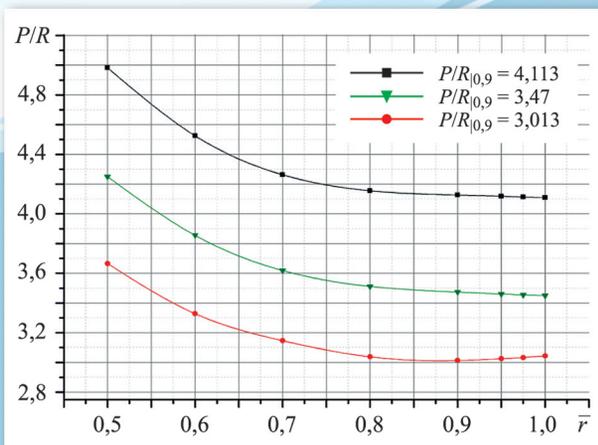
**Рис. 12.** Распределение давления для профиля на засасывающей (а) и нагнетающей (б) сторонах. Угол атаки  $\alpha = -2,5^\circ$ . Идеальная жидкость

**Fig. 12.** Pressure distribution on pressure (a) and suction (b) sides of the blade. Attack angle  $\alpha = -2.5^\circ$ . Unviscous fluid



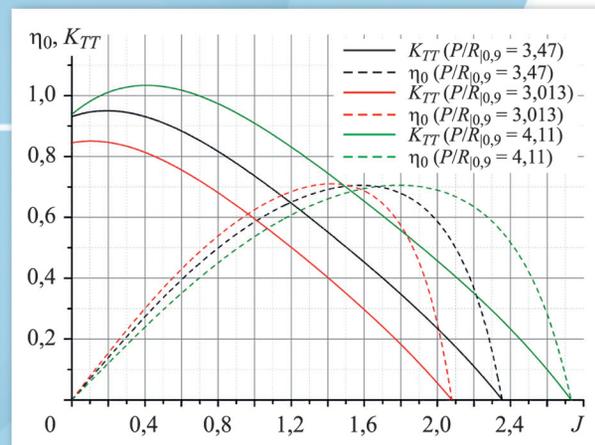
**Рис. 13.** Векторная диаграмма распределения скоростей около откорректированной версии водометного движителя насосного типа

**Fig. 13.** Velocity field of improved pump jet version: vector diagram



**Рис. 19.** Зависимость шагового отношения  $P/R$  от безразмерного радиуса  $\bar{r}$

**Fig. 19.** Pitch ratio  $P/R$  versus non-dimensional radius  $\bar{r}$



**Рис. 20.** Сравнительные результаты испытаний в свободной воде серии водометных движителей насосного типа

**Fig. 20.** Comparison of open-water test results for pump jet series